№ 6. Warszawa, 25 czerwca 1931 r. Rok IX.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIĘKNA 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. R. M.

BADANIE TURBINY PAROWEJ O MOCY 12500 KW

W jednej z większych elektrowni została zainstalowana nowa turbina parowa typ Zoelly bezpośrednio sprzężona z generatorem prądu trójfazowego, pracująca z kondensacją, którą po raz pierwszy uruchomiono w marcu 1927 roku.

Dane dla turbiny. Maximalna trwała moc turbogeneratora oddawana netto, tj. po odjęciu mocy zużywanej do napędu motorów urządzeń kondensacyjnych ma wynosić 12500 *kW;* ciśnienie pary dolotowej 14 *ata;* temperatura pary przegrzanej 300° C; ilość obrotów $n = 3000$ *obr/min,* próżnia, mierzona na kryzie wylotowego króćca turbiny, 38 *mm* sł. rt.

Dane dla generatora. Moc 18750 *K. V. A.*; $\cos \varphi = 0{,}7$; 6600 *V*; 1650 *A*; 50 okresów/*sek;* $n = 3000$ *obr/min.*

Celem badania było. 1. Stwierdzenie maximalnej trwałej mocy oddawanej przez turbinę.

2. Stwierdzenie zużycia pary przez turbinę przy obciążeniach: 100%, 80%, 60%, 40%.

3. Zbadanie regulacji.

4. Zbadanie urządzeń dla wody chłodzącej kondensator co do ich pracy na „syfon".

5. Stwierdzenie czasu usuwania powietrza z kondensatora przed uruchomieniem turbiny.

6. Spostrzeżenia odnośnie do wykonania i funkcjonowania poszczególnych części turbiny.

Gwarancje udzielone przez dostawcę. a) Maximalna trwała moc turbogeneratora oddawana netto ma wynosić 12500 *kW.*

b) Zużycie pary dla warunków jak wyżej podano — ma wynosić:

Obciążenie turbogeneratora netto	%	100	80	60	40
	kW	12500	10000	7500	5000
Zużycie pary w *kg/kWh*		5,4	5,3	5,43	5,8

Dla wyszczególnionego zużycia pary zastrzegł sobie dostawca tolerancję w wysokości 2,5% w okresie gwarancyjnym. Jednak i po uwzględnieniu tolerancji uznał dostawca swoje gwarancje za dane „bona fide".

c) Regulacje:

1. całkowita niejednostajność regulacji ma wynosić 5 — 6%,

2. przez oddziaływanie (ręczne lub elektryczne) możliwa jest zmiana normalnej ilości obrotów o ± 5%,

3. regulator bezpieczeństwa ma działać przy przekroczeniu normalnej ilości obrotów o ± 10%.

d) Czas zużyty przy rozruchu do uzyskania dostatecznej próżni, aby puścić parę na turbinę, ma wynosić 7 — 10 minut.

Wyniki badania.

Badanie przeprowadzili inżynierowie Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie. Od dnia uruchomienia turbogenerator był w ruchu łącznie około 11,000 godzin. Turbogenerator obciążono tylko oporem wodnym, przytem płyty ze względu na duże niszczone moce były zanurzone w rzece, płynącej obok elektrowni.

Czas pomiarów dla zużycia pary wynosił nie mniej niż 30 minut dla każdego obciążenia, licząc od chwili ustalenia się stanu równowagi.

Użyte przyrządy i urządzenia pomiarowe były cechowane, względnie sprawdzone, a przeprowadzenie pomiarów takie, aby była zapewniona pewność i dokładność wyników pomiarowych.

Średnie wartości i wyniki pomiarowe podaje nam poniższe zestawienie:

WYSZCZEGÓLNIENIE	Wymiar	POMIAR				
		I	II	III	IV	V
Obciążenie turbogeneratora	%	~ 90 [2])	80	60	40	0
Czas trwania pomiaru	*min.*	30	34	58	65	83
Daty dotyczące obciążenia turbogeneratora.						
Moc turbogeneratora na zaciskach . .	*kW*	11524	10248	7566	5149	0
Maxim. granice wahań mocy	%	± 1,3	± 1,0	± 1,4	± 1,9	0
Napięcie prądu.	*Volt*	6730	6550	6560	6580	0
Max. granice wahań napięcia	%	± 0,8	± 0,7	± 0,9	± 0,6	--
Cosinus φ		1	1	1	1	—
Ilość obrotów na minutę	*obr/min*	2970	3000	3000	3000	3000
Daty dotyczące zużycia pary przez turbinę.						
Ilość kondensatu wypływającego z kondensatora [1])	*kg/h*	63920	56760	43120	29890	3310
Ciśnienie pary dolotowej	*ata*	13,6	13,8	14,2	14,1	13,8
Temperatura pary „	°C	329	321	320	334	288
„ „ za ostatnim wirnikiem	°C	35,8	33,2	31,1	24,6	90
Ciśnienie pary za wentylem dław. . .	*ata*	13,0	12,5	9,5	6,6	—
Daty dotyczące pracy kondensacji.						
Ciśnienie pary przy kryzie turbiny . .	*mm sł. rt.*	48	42,5	37,0	27,0	28,5
„ „ „ „ „ . .	*ata*	0,065	0,058	0,050	0,037	0,039
Temp. początkowa wody chłod. . . .	°C	17,0	18,6	19,2	15,5	18,0
„ końcowa „ „ . . .	°C	25,0	23,4	24,1	18,7	18,6
„ kondensatu przy wyjściu z kondensatora	°C	31,0	28,8	28,3	22,1	24,0
Temp. kondensatu po przejściu przez podgrzew.	°C	34	32,8	33,5	29,5	46,0
Ciśnienie pary na eżekt. I stopn. . . .	*atn*	4,2	3,9	3,8	3,7	4,6
„ „ „ „ II „ . . .	*atn*	12,6	12,8	13,2	13,1	12,8
Moc pobierana przez motor do napędu pompy dla wody chłodzącej	*kW*	253	253	253	253	253
Moc pobierana przez motor do napędu pompy kondensat.	*kW*	4	3,4	2,8	2,0	2,0

[1]) Jest to suma pary zużytej przez turbinę i przez eżektor I stopnia dla wyciągania powietrza z kondensatora.

[2]) Mocy 100%, tj. 12500 + 260 = 12760 *kW* na zaciskach generatora turbina nie dała, wobec czego uskuteczniono pomiar przy maximalnej mocy netto oddawanej przez turbinę, która wyniosła ~ 90% (11524 — 257 = = 11267 *kW*).

Przeliczenie zużycia pary przez turbinę z warunków pomiarowych na warunki gwarantowane dokonano dwoma sposobami:

1. według krzywych dostarczonych przez dostawcę;

2. według spadków adjabatycznych z uwzględnieniem zmiany sprawności termodynamicznej w zależności od temperatury pary dolotowej, czyli według wzoru:

$$G_{gw} = G_{zm} \frac{\Delta i_{zm} \cdot \eta_{zm} - \frac{Ac^2}{2g}_{zm}}{\Delta i_{gw} \cdot \eta_{gw} - \frac{Ac^2}{2g}_{gw}}$$

W przeliczeniu tem nie uwzględniono strat wylotowych, ponieważ dostawca nie dostarczył krzywych $\frac{Ac^2}{2g}$

PRZELICZENIE I.

WYSZCZEGÓLNIENIE	Wymiar	Pomiar			
		I.	II.	III.	IV.
Obciążenie turbogeneratora	%	90	80	60	40
Moc turbogeneratora brutto	*kW*	11524	10248	7566	5149
Moc zużyta na napęd kondensacji	*kW*	257	256	256	255
Moc turbogeneratora netto	*kW*	11267	9992	7310	4894
Kondensat z kondensatora	*kg/h*	63920	56760	43120	29890
Para do eżektora pow. I stopn.	"	120	110	110	110
Para zużyta przez turbinę	*kg/h*	63800	56650	43010	29780
Spółczynnik ze względu na ciśn. dolot. . . .		0,995	0,998	1,002	1,001
Spółczynnik ze względu na temp. dolot. . .		1,038	1,028	1,026	1,044
Spółczynnik ze względu na próżnię		0,986	0,985	1,002	1,01
Zużycie pary po przeliczeniu dla warunków gwarancyjnych	*kg/h*	63700	57200	44350	31400
	kg/kWh	5,65	5.72	6,07	6,42

[1])

Na wykresie (rys. 1) podano krzywe zużycia pary przez turbinę.

Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono:

1. Maximalna trwała moc turbogeneratora wynosi około 11270 *kWe*;

2. Zużycie pary po przeliczeniu na warunki gwarancyjne wynosi[1]):

---

[1]) Por. Przeliczenie II i zestawienie strona 132.

PRZELICZENIE II.

WYSZCZEGÓLNIENIE	Wymiar	Pomiar			
		I.	II.	III.	IV.
Obciążenie turbogeneratora	%	90	80	60	40
Moc turbogeneratora netto	*kW*	11267	9992	7310	4894
Para zużyta przez turbinę	*kg/h*	63800	56650	43010	29780
Ciśnienie pary dolotowej	*ata*	13,6	13,8	14,2	14,1
Temperat. pary dolotowej	^0C	329	321	320	334
Próżnia w kondensatorze	*ata*	0,065	0,058	0,050	0,037
Spadek adjabat. Δi_{zm}	*kal/kg*	217	220	225	237
Warunki gwarancyjne:					
Ciśnienie pary dolotowej	*ata*	14,0	14,0	14,0	14,0
Temperat. pnry dolotowej	^0C	300	300	300	300
Próżnia w kondensatorze	*ata*	0,052	0,052	0,052	0,052
Spadek adjabat. Δi_{gw}	*kal/kg*	218	218	218	218
Zużycie pary po przeliczeniu dla warunków gwarantowanych	*kg/h*	64700	57700	44800	33050
	kg/kWh	5,74	5,77	6,13	6,75

ZESTAWIENIE.

Dla obciążenia netto turbogeneratora . . .		%	max	80	60	40
		kW	11267	10000	7500	5000
Zużycie pary po przeliczeniu *wg* sposobu	I	*kg/kWh*	5,65	5,72	5,98	6,50
	II		5,74	5,77	6,09	6,71

3. Przepust turbiny wynosi około 64000 *kg* pary/*h*.

4. Regulacja po uskutecznieniu poprawek przez dostawcę wykazała:

a) przy raptownem odciążeniu turbogeneratora z 11500 *kW* na 0 *kW* obroty wzrosły chwilowo z 2960 na 3450 *obr/min*, czyli o przeszło 16%

b) regulator bezpieczeństwa działa przy 3280 *obr/min.*

c) przez oddziaływanie na regulator można zmienić normalnie ilość obrotów o ± 5%.

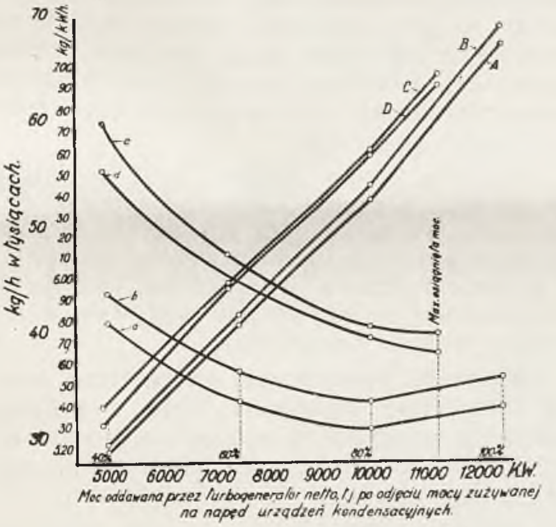
5. Czas zużyty przy rozruchu do uzyskania dostatecznej próżni aby puścić parę na turbinę wynosi (dla turbiny rozgrzanej) 6—8 minut.

Wnioski.

1. Turbina nie daje gwarantowanej maximalnej mocy netto 12500 *kW*, lecz zaledwie około 11270 *kW*, co jest spowodowane nie tylko zadużem jednostkowem zużyciem pary, lecz także zamałem przepustem turbiny, który wynosi tylko około 64000 *kg/h*, zamiast wg. gwarancji z uwzględnieniem 2,5% tolerancji około 69000 *kg/h*.

2. Zużycie pary w porównaniu z gwarancjami daje następujące przekroczenie.

Dla obciążenia turbogeneratora netto .	*kW*	5000	7500	10000	11267	12500
Gwarantowane zużycie pary	*kg/kWh*	5,8	5,43	5,3	—	5,4
Gwarantowane zużycie pary z 2,5% tolerancją	„	5,94	5,57	5,43	—	5,54
Otrzymane drogą pomiaru	„	6,50[1])—6,71[2])	5,98 — 6,09	5,72 — 5,77	—	5,65 — 5,74
Przekroczenie gwarancji	„	0,56[1])—0,77[2])	0,41 — 0,52	0,29 — 0,34	—	— —



Rys. 1. Wykres zużycia pary przez turbinę.

Oznaczenia:

krzywa *A*, wzgl. *a* — gwarant. zużyćie pary w *kg/h* wzgl. w *kg/kWh*,

krzywa *B*, wzgl. *b* — gwarant. zużycie pary + 2,5% tolerancja w *kg/h*, wzgl. w *kg/kWh*,

krzywa *C*, wzgl. *c* — zmierzone zużycie pary przeliczone na warunki gwaranc w/g spadków adjabatycznych w *kg/h*, wzgl. w *kg/kWh*,

krzywa *D*, wzgl. *d* — zmierzone zużycie pary przeliczone na warunki gwarancyjne w/g krzywych dostawcy w *kg/h*, wzgl. w *kg/kWh*.

3. Regulacja pod względem niejednostajności nie odpowiada gwarancjom i wogóle wymaganiom ruchowym dla turbogeneratorów.

4. Układ chłodniczy: pompa cyrkulacyjna—kondensator—chłodnica oliwy — chłodnica powietrza wymaga przy ruchu na „syfon" dławienia przepływu zasuwą na rurociągu wylotowym z kondensatora (dla wywołania spiętrzenia ciśnienia), w przeciwnym bowiem razie woda nie przechodzi przez chłodnicę oliwną i powietrzną. Manipulowanie tą zasuwą jest kłopotliwe i obniża pewność ruchu, a samo dławienie przepływu jest nieekonomiczne co do wydajności i sprawności całego układu.

5. Płaszcz kondensatora turbiny jest żeliwny, które to wykonanie należy uznać za nieracjonalne. (Przedstawiciel dostawcy zapytany dlaczego dostarczono taki płaszcz odpowiedział, że obecnie płaszczy żeliwnych firma już nie wykonuje).

6. Pompka oliwna turbiny, dostarczająca oliwę do łożysk i serwomotoru nie jest dobrze konstrukcyjnie rozwiązana, wymaga bowiem ciągłych napraw.

7. Motor do napędu pomp do wody chłodzącej wykazuje nadmierne nagrzewanie się.

8. Motor do napędu pompki do kondensatu jest za duży: zainstalowano 17 *HP* (angielskich) = 12,7 *kW*, gdy maximalna moc pobierana wynosi zaled wie 4 *kW*.

Powyższe badanie i otrzymane wyniki są wielemówiące. Z jednej strony wskazują na to, że dostawca nie zawsze wywiązuje się należycie ze swoich zobowiązań, z drugiej zaś strony przestroga i wskazanie dla odbiorców, by przy zamówieniu i w umowie tak się zabezpieczyli na wypadek niewypełnionej umowy i nieosiągniętych gwarancyj, aby nie ponieśli przy tem strat ani w ruchu, ani na samym objekcie. Przykład ten wskazuje zarazem na ważność i potrzebę odbiorów gwarancyjnych.

---

[1]) Na podstawie I sposobu przeliczeń.

[2]) Na podstawie II sposobu przeliczeń.

Inż. WŁADYSŁAW PAC.

NOWOCZESNE INSTALACJE WYSOKOPRĘŻNE

Tematem niniejszego artykułu jest opis kilku zagranicznych wysokoprężnych instalacyj silnikowych, zwiedzonych w r. 1930.

(Por. *Technika Cieplna*, str. 85, 1931).

Elektrownia w Mannheim.

Przechodzę do omówienia 100-atmosferowej instalacji w elektrowni w Mannheim. Podczas gdy oba opisane zakłady otrzymują parę o bardzo wysokiej prężności z kotłów zupełnie specjalnej konstrukcji, dostosowanej do właściwości pary wysokoprężnej, w Mannheim nagięto do tego celu zwykły szablon kotła wodnorurkowego.

Instalacja ta powstała przed 3 laty. jako wynik dalszego rozwoju istniejącej już elektrowni. Przed rozbudową siłownia ta posiadała baterję 20-atmosferowych kotłów, znajdujących się w dobrym jeszcze stanie, oraz dostosowane do kotłowni prawie nowoczesne turbiny. Dla utrzymania dalszej pracy tych urządzeń kierownictwo postanowiło dobudować instalację czołową, z której para przechodziłaby następnie do istniejących turbin 20-atmosferowych.

W ten sposób powstała pierwsza w Europie 100-atmosferowa instalacja. Do opalania kotłów zastosowano pył węglowy. Zatrzymano się na tym rodzaju paliwa, kierując się głównie względami ostrożności. Kotły wysokoprężne posiadają stosunkowo mały zapas wody, i w wypadku przerwy w zasilaniu łatwo może nastąpić uszkodzenie kotła, zaś rozmiary szkód są wtedy bardzo zależne od ilości ciepła, dostarczanego nadal przez palenisko. Dlatego ważne jest natychmiastowe przerwanie pracy paleniska, co najprędzej daje się uskutecznić przez odcięcie doprowadzonego pyłu węglowego. Kwestję obsługi kotłów przez oddzielne młyny czy przez wspólną centralną stację—rozstrzygnięto tu na korzyść tej ostatniej. Miał węglowy o dość dużej zawartości wilgoci 12—15% idzie początkowo do osuszacza, skąd wychodzi o wilgotności 2—5%. Osuszanie węgla odbywa się zapomocą pary. Osuszacz posiada konstrukcję bębna obrotowego z szeregiem rurek, rozłożonych równolegle do osi bębna. Rurkami przesuwa się miał, zaś przestrzeń między rurkami zapełnia para o ciśnieniu zredukowanem do 2—3 *atn.*

Po wyjściu z osuszacza i odżeleźnieniu przez urządzenie magnesowe, miał mielony jest w młynie walcowym syst. Curt von Graeber. Z młyna tego kierownictwo jest bardzo zadowolone. Walce zachowują się dobrze i młyn pracuje bez remontu 2000 do 3000 godzin. Po starciu walce są nadpawane. Po zmieleniu pył przenoszony jest prądem powietrza do przesiewających cyklonów, skąd idzie do zbiorników głównych. Ze zbiorników tych pył w miarę potrzeby przepychany jest ślimakiem do bunkrów przy kotłach. Specjalne urządzenie świetlne w sposób bardzo poglądowy wskazuje stale ilość pyłu, zawartego w bunkrach.

Jak zaznaczyłem, zastosowano tu kotły o zwykłej konstrukcji. Ponieważ dla tak wysokich prężności kocioł tego rodzaju wypada specjalnie drogo, położono nacisk, aby właściwy kocioł posiadał możliwie małe wymiary. Dlatego posunięto daleko podgrzewanie wody, która wchodząc do walczaka o temperaturze 270° sprowadza rolę kotła do najściślejszych granic — dostarczania wodzie prawie tylko ciepła parowania. Dla należytego wyzyskania ciepła spalin zainstalowano wielkie podgrzewacze powietrza. W ten sposób właściwy kocioł zdołano sprowadzić do tak małych rozmiarów, że przy normalnej pracy wydaje on prawie 100 *kg* pary z 1 m^2 powierzchni ogrzewalnej. Właściwy kocioł, typu stromorurowego, składa się z dwuch walczaków i pęczka stromych opłomek.

Budowie kotłów trzeba było poświęcić dużo uwagi. Wysokie ciśnienie wymaga grubych ścian walczaka, tem grubszych, że osłabionych znacznie licznemi otworami na opłomki, przyczem trzeba uwzględniać osłabienie wytrzymałości tworzywa pod wpływem panujących wysokich temperatur.

Walczaki, posiadające wewnętrzną średnicę 1000 *mm*, wykonano kute z jednego bloku. Przy użyciu specjalnej stali o zawartości 1,5% niklu trzeba było ścianom walczaka dać grubość 110 *mm.*

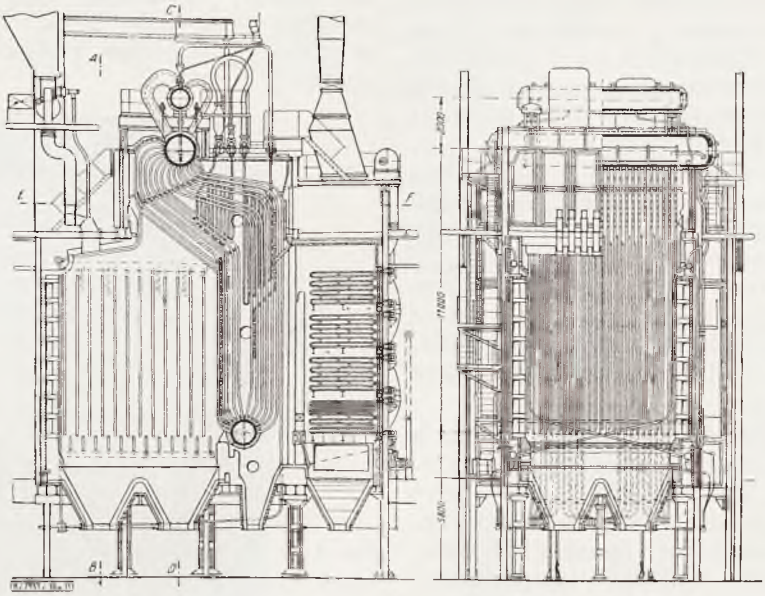
Opłomki, wykonane ze zwykłej stali, wypadły dość grube, co pociągało olbrzymią pracę przy ich szczelnem rozwalcowaniu i wywoływało powstawanie znacznych naprężeń przy rozszerzaniu w pracy. W tych warunkach łatwo o rozerwanie opłomki, gdy tylko jest ona mniej chłodzona wskutek izolującej choćby najcieńszej warstwy kamienia lub innego osadu.

Kwestja starannego preparowania wody zasilającej występuje więc w tych kotłach specjalnie ostro. I elektrownia w Mannheim miała z tem sporo kłopotu. Nie wystarczało ani zasilanie kotłów kondensatem, ani staranne odgazowywanie go przed rozpoczęciem nowego obiegu. Walka z tlenem, zawartym w wodzie, zwróciła uwagę na utrzymanie wysokiej szczelności skraplaczy.

Okazuje się też, że energiczniejsze preparowanie wody może być również szkodli-

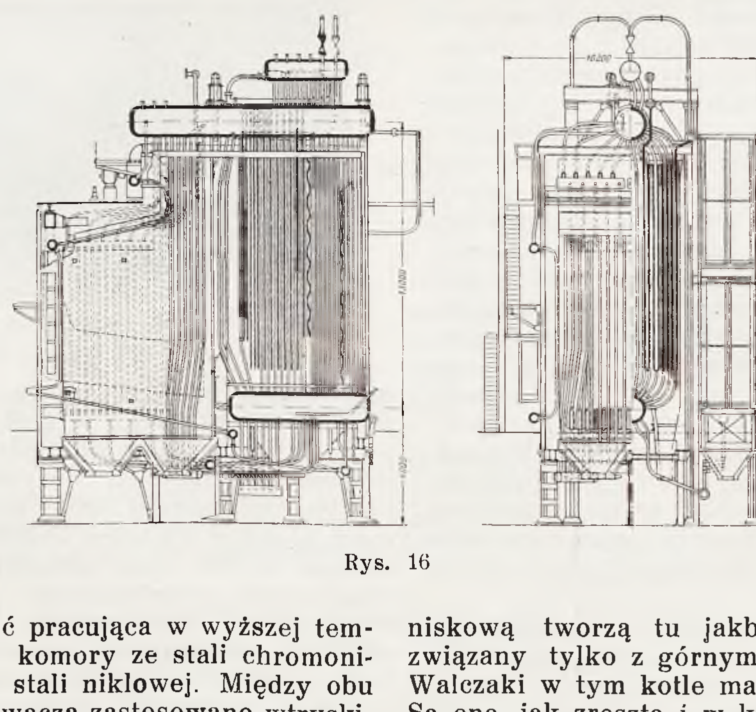
we, bowiem na ściankach wydzielają się osady, powodujące wybrzuszanie i rozrywanie opłomek. Jak słychać, jeszcze i obecnie kwestja wody jest dużą bolączką tych kotłów.

Każdy kocioł posiada własny przegrzewacz, podnoszący temperaturę pary do 470°C.



Rys. 15

Ze względu na tak wysoką temperaturę dla rur przegrzewaczy należało wybrać specjalny materjał. Dlatego przegrzewacz rozdzielono na dwie części. Część chłodniejsza posiada komory zbiorcze ze stali niklowej, zaś węże ze



Rys. 16

zwykłej stali; część pracująca w wyższej temperaturze posiada komory ze stali chromoniklowej, a węże ze stali niklowej. Między obu częściami przegrzewacza zastosowano wtryskiwanie wody w celu regulacji temperatury przegrzewu, co chroni przegrzewacz od przepalania w chwilach forsownej pracy kotła.

Regulacja ta okazała się skuteczna.

Kotłownia wysokoprężna składa się z 2 kotłów Hanomag oraz 1 kotła Humboldt. Rys. 15. przedstawia konstrukcję kotła Hanomag. Kocioł posiada powierzchnię ogrzewalną 835 m^2, przegrzewacz — 453 m^2, podgrzewacz wody— 668 m^2, podgrzewacz powietrza — 3400 m^2. Podgrzewacz powietrza — komorowy. Temperatura podgrzanego powietrza wynosi 250 — 300° C. Kocioł posiada komorę paleniskową syst. Lopulco. Rury chłodzące komorę paleniskową tworzą tu jakby oddzielny obieg, związany tylko z górnym walczakiem kotła. Walczaki w tym kotle mają układ poprzeczny. Są one, jak zresztą i w kotle Humboldta izolowane od bezpośredniego działania spalin.

Konstrukcja kotła Humboldt przedstawiona jest na rys. 16.

Kocioł ten posiada powierzchnię ogrzewalną 716 m^2, przegrzewacz — 700 m^2, podgrzewacz wody — 500 m^2 i podgrzewacz powietrza 3400 m^2. Podgrzewacz powietrza — rurowy.

Kocioł ten posiada komorę paleniskową typu *A. E. G.* Rury chłodzące komorę włączone są do ogólnego biegu i połączone z obu walczakami kotła. Pozatem kocioł Humboldt różni się od poprzedniego głównie podłużnym układem walczaków, co umożliwia wygodniejsze rozmieszczenie podgrzewaczy.

W praktyce kocioł Hanomag jak i palenisko Lopulco okazały się lepsze, i dlatego po ustawieniu początkowo jednego kotła tego typu następnie dobudowano jeszcze drugi.

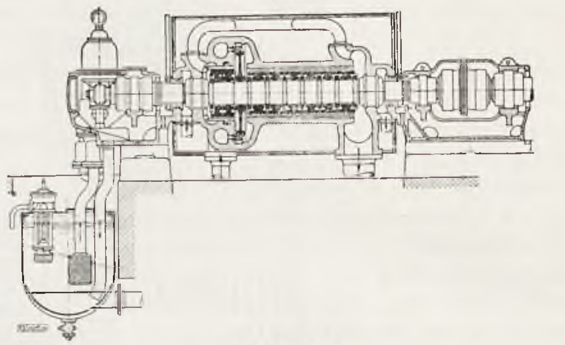
Przy tych kotłach były trudności z wodowskazami. W wyniku różnych prób zastosowano ostatecznie szkła dzielone, potrójne. Pękają one co 10 — 12 dni. Poziom wody dość słabo widoczny.

Stosowane początkowo przy kotłach uszczelki miedziane były dostatecznie szczelne, jednak szybko się niszczyły pod wpływem działania prądów elektrolitycznych. Uszczelnienia klingerytowe okazały się nieodpowiednie na tak wysokie temperatury. Dlatego jako szczeliwo zastosowano pakunki z miękkiego żelaza z pierścieniowemi rowkami.

Przewody parowe łączone są na kołnierze, które wkręcone są na końce rur na gwint, a oprócz tego łączenie oblane jest spawem. Śruby łączące kołnierze wykonane są ze stali chromoniklowej. Pomimo tego po pewnym czasie stwierdzono zluzowanie śrub wskutek ich wydłużenia. Drogą obserwacji i specjalnych pomiarów ustalono, że zjawisko to powstaje wskutek niejednakowego rozgrzewania się poszczególnych części połączenia kołnierzowego, szczególnie przy uruchamianiu kotła. Dla uniknięcia tej wady konieczne więc jest przestrzegać, aby przy uruchamianiu kotła rurociągi były ostrożnie i stopniowo rozgrzewane.

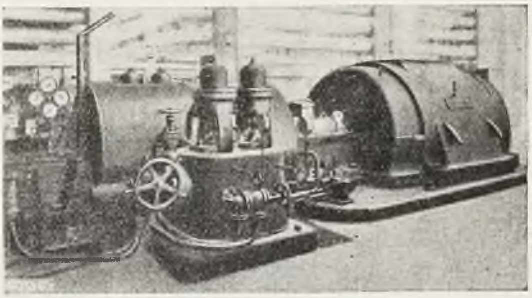
Spaliny, opuszczające kotłownię przy temperaturze 145° C. poddawane są oczyszczaniu, aby nie zasypywały popiołem okolicy. Filtracja spalin odbywa się suchą drogą w cyklonach syst. Telex, opartych na działaniu siły odśrodkowej. Działają one jakoby sprawnie, zatrzymując 70% części stałych. Poprzednio ustawione cyklony mokre, pracujące zapomocą skrapiania wodą, działały podobno również skutecznie, zostały jednak usunięte ze względu na plagę rozwijających się szybko korozyj.

Dział turbin wysokoprężnych składa się z dwuch zespołów. Pierwszy zespół przedstawia dwukadłubowa turbina Brown Boveri o mocy 7000 *kW* i 3000 *obr/min.* Para wchodzi do turbiny o ciśnieniu 93 *atn* i temperaturze 430°. Wychodząca z kadłuba wysokoprężnego para o ciśnieniu 20 *at* i temperaturze 250° C. tylko częściowo idzie do kadłuba niskiego ciśnienia. Reszta tej pary przegrzewa się powtórnie do temperatury 350° i idzie do przewodu, zasilanego przez kotły 20-atmosferowe, skąd kierowana jest do turbin, znajdujących się w starej instalacji. Kadłub niskiego ciśnienia turbiny wysokoprężnej posiada dwa pobierania pary: przy 9,5 *at* i przy 4,5 *at*. Para ta idzie na pierwsze podgrzewanie wody zasilającej.



Rys. 17

Drugi zespół turbinowy składa się właściwie z 2 oddzielnych turbin. Turbina wysokoprężna jednokadłubowa budowy Brown Boveri posiada moc 4800 *kW* i pracuje taką parą wlotową, jak poprzednia turbina. Wychodząca z niej para o ciśnieniu 20 *at* kierowana jest do turbiny jednokadłubowej Escher i Wyss o mocy 1250 *kW*. Turbina ta posiada również pobieranie pary przy 9,5 i 4,5 *at*, która służy dla podgrzewania wody zasilającej. Rys. 17 [1])



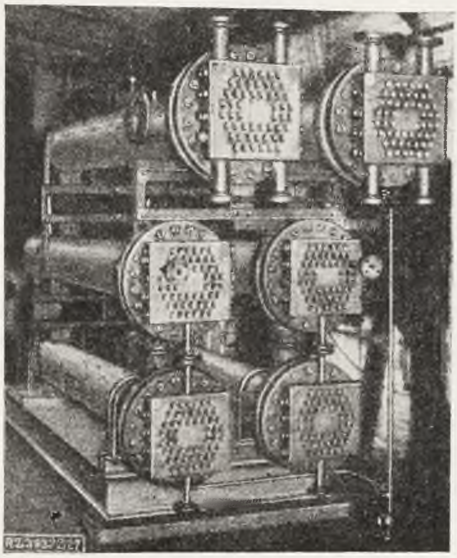
Rys. 18

przedstawia przekrój wysokoprężnej turbiny. Rys. 18 wyobraża jej wygląd zewnętrzny.

Wzmiankowane już międzystopniowe przegrzewanie pobieranej z wysokoprężnych turbin 20 atmosferowej pary odbywa się zapomocą płynącej z kotłów świeżej pary. Zainstalowany w tym celu przegrzewacz syst. Szamatolskiego, przedstawiony jest na rys. 19. Przegrzewacz ten zajmuje niezwykle mało miejsca i zmontowany jest bezpośrednio pod turbiną, umożliwiając przez to skrócenie do minimum przewodów, doprowadzających i odprowadzających przegrzewaną parę.

[1]) *Z. V. D. I.* 1930.

Rys. 20 przedstawia w najogólniejszym zarysie schemat pracy opisywanej instalacyj wysokoprężnej. Cała para z kotłów przechodzi przez przegrzewacz Szamatolskiego, obniżając swą temperaturę z 470° C do 430° C i oddając w ten sposób część ciepła na międzystopniowe przegrzewanie pary 20 atmosferowej. Następnie para o ciśnieniu 93 *at* przechodzi przez wysokoprężne kadłuby i wychodząc z nich o ciśnieniu 20 *at* rozdziela się

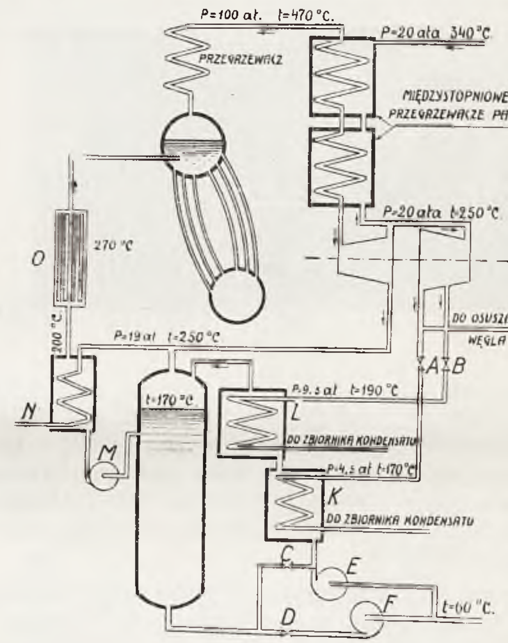


Rys. 19

na trzy potoki: jedna część tej pary jest zużywana na podgrzewanie wody zasilającej, drugi potok przechodzi przez międzystopniowy przegrzewacz i jest kierowany do przewodu zbiorczego starej instalacji parowej, wreszcie reszta pary oddaje swą pracę w drugim kadłubie turbiny wysokoprężnej. Z kadłuba tego jest pobierana para w dwuch miejscach: przy ciśnieniu 9,5 *at* i 4,5 *at*. Para ta idzie do podgrzewania wody zasilającej. Jak więc widzimy, podgrzewanie kondensatu odbywa się w trzech stopniach, i w ten sposób woda zasilająca doprowadzana jest do temperatury 200° C, poczem dopiero idzie do podgrzewacza spalinowego, znajdującego się w obmurowaniu kotła.

Instalacja ta posiada jeszcze jedno ciekawe urządzenie, którego działanie widzimy na przedstawionym schemacie. Jest to swego rodzaju cieplarka, magazynująca pewną ilość ciepła w wodzie zasilającej. Niesie ona pomoc instalacji przy pokrywaniu wierzchołkowych obciążeń.

Do cieplarki wpływa kondensat albo bezpośrednio, podawany przez pompę przetłokową *F*, albo drogą przez podgrzewacze *K* i *L*, przepychany pompą przetłokową *E*. Z cieplarki zaś idzie woda do pompy *M*, która podaje wodę do trzeciego stopnia podgrzewacza *N* i stamtąd przez podgrzewacz spalinowy *O* przepycha ją do kotła. W okresach małych obciążeń instalacji otwarte są zawory *A*, *B* i *C*. Pompa *E* podaje do podgrzewaczy *K* i *L* chłodny kondensat i wodę napływającą z dołu cieplarki. Przepływająca przez te podgrzewacze woda zostaje podgrzewana płynącą przez węże parą i wchodzi górnym przewodem do cieplarki. Woda, zawarta w cieplarce znajduje się więc w obiegu, podnosząc swą temperaturę. Gdy obciążenie instalacji wzrośnie o tyle, że mu normalna praca turbin podołać nie może, zamykają się zawory *A*, *B* i *C*, otwiera się natomiast zawór *D*. Do cieplarki dopływa teraz chłodny kondensat, dostarczany wprost pompą *F*. Podgrzewacze *K* i *L* zostają wyłączone z ruchu. Uwalnia się przez to pewną ilość pary, która teraz w zwiększonej



Rys. 20

ilości dopływa do turbin 20-atmosferowych i wykonując tam pracę aż do kondensacji, zwiększa znacznie moc turbin. W cieplarce temperatura wody spada powoli, gdyż posiada ona objętość 120 m^3, co pozwala na pracę instalacyj w tych warunkach w ciągu około 2 godzin.

W ten sposób moc instalacyj daje się podwyższyć czasowo o 17% bez zmian w pracy paleniska. Koszt zaś dodatkowy urządzenia ma wynosić tylko 1/5 część tego, co wyniosłoby odpowiednie powiększenie kotłowni.

Dla uproszczenia przedstawionego schematu, nie pokazano w nim pracy starej 20-atmosferowej instalacji. Składa się ona z 13 wodnorurkowych kotłów, każdy po 600 m^2 powierzchni ogrzewalnej oraz następujących turbin czysto kondensacyjnych: 2 turbiny Brown Boveri dwukadłubowe o mocy po 12500 *kW*, jedna trzykadłubowa turbina

Brown Boveri o mocy 20000 *kW* oraz jedna turbina *AEG* na 12500 *kW*. Do turbin tych wchodzi para o ciśnieniu 17 *at* i temperaturze 350° C.

Z całokształtu pracy opisywanej instalacji widać, że układ tego zakładu cieplnego jest bardziej skomplikowany. Prowadzenie jego wymaga dużej czujności. Dlatego spotykamy tu mnóstwo przyrządów pomiarowych, rejestrujących i orjentacyjnych. Poza bogatą aparaturą przy kotłach istnieje tu specjalna rala, skupiająca wszystkie urządzenia pomiasowe, dające możność dokładnego obserwowania pracy całego zakładu. Bardzo ładnie urządzona ta sala rozprasza uwagę niewtajemniczonego mnóstwem zainstalowanych aparatów. Widzimy ją na rys. 21.



Rys. 21

Na uwagę zasługuje urządzona na ścianie olbrzymia tablica orjentacyjna całego zakładu, na której różnemi kolorami są oświetlone pracujące części instalacji. Oświetleniowe urządzenie tej tablicy działa zupełnie automatycznie.

Prócz zwykłej regulacji opisywany zakład cieplny posiada też częściową regulację samoczynną typu „Askania". Przyjęto tu jako zasadę, że instalacja wysokoprężna, jako bardziej ekonomiczna, winna pracować na pełną moc i możliwie równomiernie. Normalne wahania obciążeń podejmuje więc instalacja 20-atmosferowa. Przy zmianie obciążenia daje się odczuwać skłonność do zmiany prężności pary w przewodzie 20-atmosferowym, co jest impulsem dla samoczynnej regulacji. Działa ona przedewszystkiem na kotły średnioprężne, dostrajając ich pracę do zmienionego zapotrzebowania pary. Dopiero gdy ta część instalacji nie może podołać zbyt wielkiemu zapotrzebowaniu, regulacja przenosi się również na kotły wysokoprężne.

W pokonywaniu zmiennych obciążeń dużą też rolę odgrywa opisana cieplarka, absorbując nadmiar wytwarzanej pary lub też kierując całą parę do turbin dla wytwarzania większej mocy.

Koszty zakładowe tej instalacji wysokoprężnej nie były podobno wysokie. Właściwy kocioł, jego osprzęt, jakoteż przewody i pompy wypadają bezwzględnie drożej, niż dla takiej instalacji o średniej prężności. Turbiny ze względu na zmniejszone wymiary wypadają jednak taniej. Dla szeregu urządzeń wysokość ciśnienia pary nie odgrywa żadnej roli, natomiast budynki wypadają taniej ze względu na zmniejszone zapotrzebowanie miejsca. Kalkulacja wykazała podobno nieznaczną zwyżkę kosztów zakładowych w porównaniu do takiejż instalacji o niższej prężności.

W ciągu paru lat ostatnich byliśmy świadkami prowadzonej w literaturze fachowej obszernej i gorącej dyskusji w sprawie zalet i wad pary wysokoprężnej. Teoretyczne rozważania wskazywały na wielkie korzyści zastosowania wysokich prężności. Na równi ze zwykłemi konstrukcjami, dostosowanemi do pary wysokoprężnej zaczęły powstawać specjalne konstrukcje kotłów, jak Atmos, Löffler, Schmidt i Benson. Niektóre zakłady rzuciły się do budowy instalacyj wysokoprężnych. Ilość tych instalacyj rosła początkowo dość szybko.

Obecnie pierwszy impuls gorączkowy minął, ustępując miejsca chłodnej rozwadze i ścisłej kalkulacji. Wysokie koszta zakładowe i duże jeszcze obecnie trudności w pracy tych instalacyi zaczęły działać odstraszająco.

W obecnej chwili zdaje się przeważać pogląd, że dla normalnych warunków najdogodniejsze jest ciśnienie pary świeżej 30—40 *at*. Wysokie ciśnienia mogą się dobrze kalkulować tylko w dużych instalacjach tam, gdzie węgiel jest drogi. Najlepsze warunki dla zastosowania pary wysokoprężnej powinny przedstawiać instalacje, pracujące z przeciwciśnieniem, zwłaszcza jeżeli są związane ze sprzedawaniem pary nazewnątrz.

Elektrownia w Brnie Morawskiem.

W podobnie dogodnych warunkach ma się znajdować nowozbudowana elektrownia w *Brnie Morawskiem*, nosząca nazwę „*Westmärisches Elektrizitätswerk A. G.*". Ma ona dostarczać nietylko prąd, ale również i parę jak na potrzeby fabrykacji dla przemysłu włókienniczego, skoncentrowanego w Brnie, tak i na cele ogrzewnicze dla zakładów i mieszkań.

Zatrzymano się tutaj w wyborze na prężności 65 *at* i zastosowano kotły o zwykłej konstrukcji, bez uciekania się do specjalnych rozwiązań.

W lipcu r. 1930 instalacja ta była w gorączkowej budowie. Montowano kotły, szykowano fundamenty pod turbiny i rozkopywano ulice dla zakładania przewodów parowych.

Według otrzymanych na budowie informacyj, elektrownia ta ma posiadać 4 kotły po 1100 m^2 powierzchni ogrzewalnej, dostar-

czające parę o ciśnieniu 65 *atn* i temperaturze 450° C. Kotły te będą prowadzone pyłem węglowym, spalanym w palenisku Lopulco. Dwa z tych kotłów, typu Babcock wykonane były przez I Brneńską Fabrykę Maszyn. Trzeci kocioł typu Stirling trójwalczakowy zbudowano w fabryce „Skoda“. Ostatni kocioł, pochodzi z fabryki „Brünner Königsfelder Maschinenfabrik“.

Turbinownia ma się składać z następujących jednostek:

1. dwie turbiny budowy Erste Brünner o mocy 4500 *kW* każda, na 60 *atn* i 425° C, pracujące z przeciwprężnością 8 *atn*,
2. jedna turbina fabryki „Skoda“ o mocy 9000 *kW*, pracująca takąż parą wlotową do przeciwciśnienia 8 *atn*,
3. jedna turbina budowy Erste Brünner o mocy 6000 *kW*, czysto kondensacyjna, na ciśnienie wlotu 8 *atn*.

Na miasto ma być odstępowana para 8-atmosferowa, wychodząca z turbin przeciwprężnych. Wahania w zapotrzebowaniu mocy, i pary ma podejmować niskoprężna turbina kondensacyjna.

Byłoby zrozumiałe zainteresowanie się bliższe pracą i rozwojem tej nowej placówki. Wskazuje ona bowiem najwłaściwsze bodaj drogi dalszego rozwoju elektrowni, pracujących w środowiskach przemysłowych, które używają dla fabrykacji dużych ilości pary.

Dostarczanie bowiem konsumentowi nietylko energji, ale i pary zapewniłoby wielkim elektrowniom pracę z wyższą jeszcze sprawnością, a ponadto byłoby bodźcem do kasowania małych i najmniejszych instalacyj parowych, rozsianych po drobnych fabryczkach, a pracujących przeważnie całkiem nieekonomicznie.

Inż. A. G.

TURBINA RTĘCIOWA 10000 KW

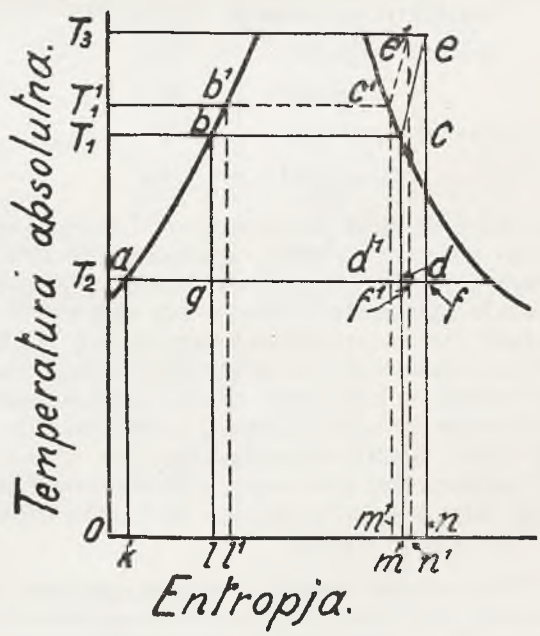
Turbina rtęciowa zbudowana została dla pracy w połączeniu z turbiną parową. Instalacje oparte na dwóch czynnikach są wynikiem tego, że dotychczas nie posiadamy substancji któraby odpowiadała idealnemu czynnikowi służącemu do przetwarzania energji cieplnej w mechaniczną lub elektryczną. Czynnik taki musiałby odpowiadać conajmniej trzem poniższym warunkom:

1) posiadać wysoką temperaturę wrzenia,
2) stosunkowo wysokie ciśnienie przy temperaturze odpowiadającej temperaturze wody chłodzącej, oraz
3) możliwie wysoki stosunek

$$\frac{\text{ciepła parowania}}{\text{ciepła właściwego cieczy}}$$

Brak cieczy odpowiadającej powyższym wymaganiom spowodował próby posiłkowania się dwoma cieczami współdziałającemi.

Pierwsze próby znane sięgają roku 1850, kiedy Du Tremblay proponował użycie łatwoparujących płynów, jak: eter, dwutlenek siarki i dwusiarczek węgla, współdziałających z wodą. Myśl ta nie znalazła wówczas praktycznego zastosowania gdyż w maszynach parowych wysoka próżnia była nie do osiągnięcia. W turbinach parowych możemy osiągnąć bardzo wysoką próżnię, co daje nam możność znacznego podniesienia sprawności cieplnej turbiny parowej. W przedstawionym na rys. 1 cyklu Rankina widzimy, że sprawność cieplna suchej pary nasyconej wyrazi się stosunkiem *abcd/kabcm*, sprawność zaś cieplną pary przegrzanej reprezentuje stosunek *abcef/kabcen*. Spółczynnik ten jest nie wiele wyższy, dzięki

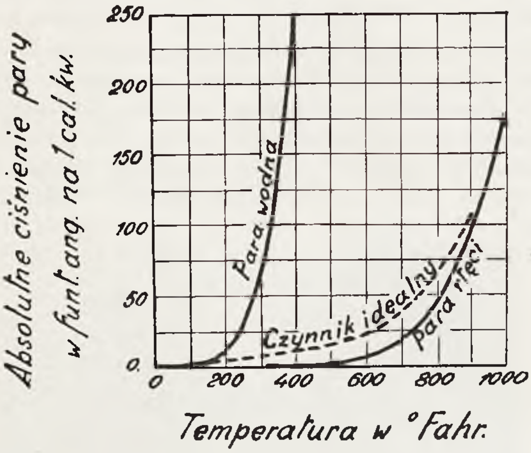


Rys. 1

temu, że nieznaczne ilości ciepła zostały wchłonięte przez parę wodną przy jej przegrzaniu, korzyści przeto jakie przegrzanie pary dać może są dość ograniczone. Jeżeli zaś za-

stosujemy współpracę rtęci i wody, otrzymamy znacznie wyższe spółczynniki sprawności cieplnej.

Jeżeli spojrzymy na rys. 2, na którym wskazane są krzywe, wzrostu ciśnienia w zależności od temperatury dla wody, płynu idealnego i rtęci — to stwierdzić będziemy mogli, że rtęć posiada własności bardzo zbliżone do płynu idealnego.



Rys. 2

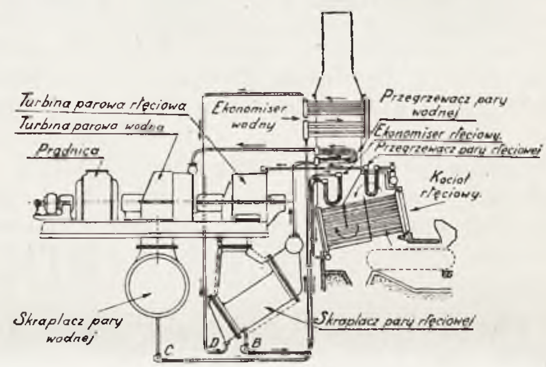
Współpracę pary, wody i rtęci przedstawia rys. 3 zawierający schemat całej instalacji. Spółczesne silniki cieplne posiadają następującą sprawność termiczną:

turbina parowa	19,54
motor na gaz ssany	19 — 22
turbina gazowa	24,7
„ rtęciowa	32,3
Diesel dwutakt.	32 — 33
„ czterotakt	34,2

Jeżeli dodamy do sprawności termicznej turbiny na parę wodną sprawność turbiny na parę rtęci, to otrzymamy 51,84, co prawie dokładnie zgadza się z teoretyczną sprawnością instalacji parowo-rtęciowej wynoszącą 51,99. Cyfry te wykazują na korzyść instalacji wodno-rtęciowej około 30% zysku. Jak wynika z podanego poniżej opisu i prób instalacji 10000 *KW* rezultaty osiągnięte już obecnie przy próbach tej pierwszej przemysłowej instalacji dają 25% oszczędności, co trzeba uznać za b. pomyślne wyniki.

Wyzyskanie energji cieplnej paliwa za pośrednictwem pary rtęci, zostało opracowane przez p. W. Le Roy Emmet z General Electric Company, Schenectady N. Y. i rozwijało się w ciągu kilku lat. Pierwsze doświadczenia wypadły bardzo pomyślnie i nie wykazały żadnych trudności niemożliwych do pokonania. Pomimo to wiele pracy pochłonęło przezwyciężenie przeszkód napotykanych zawsze przy realizacji każdego nowego procesu.

Rtęć posiada dwie ujemne własności. Są to jej wysoka cena, wynosząca około 5 sh. za 1 funt i trujące własności pary rtęci. Pod innemi względami zato rtęć jest prawie idealnym płynem przy wysokich temperaturach. Krytyczna temperatura rtęci jest bardzo wysoka, ciśnienie zaś jej jest umiarkowane przy najwyższych temperaturach, jakim mogą podlegać naczynia stalowe. Utajone ciepło parowania jest bardzo wysokie w porównaniu z ciepłem właściwem. Linja płynu wykresu entropijnego jest prawie pionowa i wobec tego pole robocze teoretycznie możliwe w cyklu Rankina mało się różni od wykresu przebiegu Carnota. Ta właściwość prowadzi do wysokiego efektu termodynamicznego i do uproszczenia konstrukcyjnego turbiny.



Rys. 3

W ogólnych zarysach zasada działania jest następująca: Czysta rtęć odparowuje pod wpływem ciepła spalonego węgla podobnie jak się to dzieje ze zwykłą parą. Para rtęci o stosunkowo niskiem ciśnieniu ale o bardzo wysokiej temperaturze dopływa do turbiny, która w porównaniu z współczesnemi turbinami jest bardzo prosta. Po przejściu przez turbinę, w której większa część energji rtęci zostaje wyzyskana, rtęć przechodzi przy umiarkowanej próżni do kondensatora, który pełni zarazem funkcje kotła parowego (por. rys. 3). Praca wykonana przez turbinę rtęciową nie wiele się różni od pracy, którą byśmy mogli otrzymać z turbiny parowej przy umiarkowanem ciśnieniu i przegrzaniu pary wodnej, spalając mniejwięcej tę samą ilość paliwa. Na 1 *KWh* wytworzonej w danym wypadku energji przypada około 5000 *kCal.*, przy ciśnieniu odlotowem około 4.44 atn i w próżni 724 *mm*.

Na tem się kończy podobieństwo do normalnej turbiny. W turbinie tej całe ciepło niewyzyskane w samej turbinie lub na podgrzewanie wody zasilającej jest stracone i znika wraz wodą chłodzącą kondensatora. W tych warunkach straty wynoszą około 70%. Przy zastosowaniu zaś rtęci ciepło zawarte w rtęci

po wyjściu z turbiny wynosi około 60% pierwotnej ilości i nie jest stracone, gdyż temperatura pary rtęci jest dostatecznie wysoka, by wyprodukować parę wodną o wysokiem ciśnieniu. Wobec tego pozostałe w rtęci ciepło jest zużytkowane w wodno-parowej części instalacji. Para wodna wytwarzana jest nadzwyczaj prostemi środkami i z wysoką sprawnością, ponadto zaś gazy spalinowe opuszczające kanały kotła rtęciowego zostają użyte do przegrzania pary lub do podgrzewania ekonomizerów.

Wobec tego produkcja turbiny parowej może być traktowana jako produkcja uboczna. Poza nieuniknionemi stratami w gazach, promieniowaniu i t. p. ciepło paliwa kotła rtęciowego zużywane jest całkowicie albo w turbinie rtęciowej albo też przy wytwarzaniu i przegrzewaniu pary turbiny parowej. Dzięki temu część rtęciowa instalacji wytwarza 1 *KWh* kosztem zaledwie 1008 *kCal.*

Próbna instalacja oparta na tej zasadzie była zmontowana w Hartford w r. 1923. Obecnie zbudowano turbinę rtęciową na 10.000 *KWh.* Wyniki badania tej turbiny podane są w tabeli I.

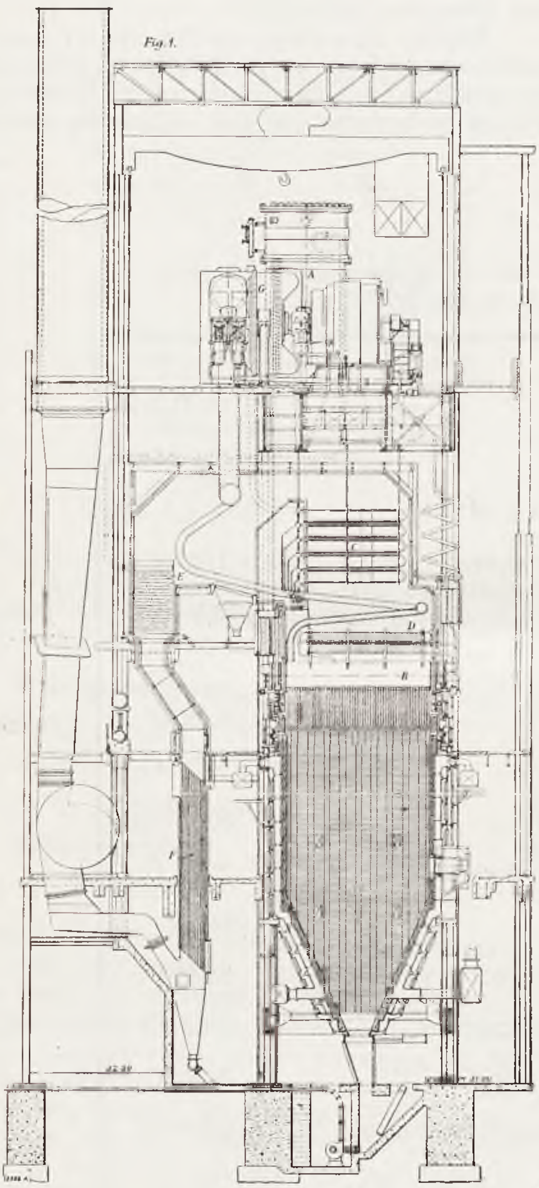
TABELA I.

Wyniki otrzymane przy badaniu rtęciowo-parowej instalacji turbinowej na stacji South Meadow Hartford Electric Company.

Obciążenie turbiny rtęciowej	10.000 *kW*
Ilość obrotów turbiny rtęciowej	725 *obr*
Para wodna wytworzona w ciągu godziny . . .	58514,4 *kg*
Temperatura wody zasilającej ekomizer	102° C
Ciśnienie pary	18,3 *atn*
Temperatura pary	360° C
Ciśnienie pary rtęci	4.44 *at*
Temperatura pary rtęci	473° C
Próżnia w kondensatorze rtęciowym. , ...	38,1 *mm*
Temperatura w kondensatorze rtęciowym	227° C
CO_2 w gazach spalinowych	14,25 %
Temperatura gazów poza kotłem rtęciowym . . .	649° C
Temperaturc gazów za podgrzewaczem rtęci . .	532° C
Temperatura za przegrzewaczem pary	348° C
Temperatura gazów za ekonomizerem wodnym .	265° C
Temperatura gazów w kominie.	160° C
Temperatura powietrza przy wejściu do podgrzewacza.	24° C
Temperatura powietrza po wyjściu z podgrzewacza	196° C
Temperatura powietrza przy wejściu do paleniska	227° C
Ilość węgla spalonego na godzinę	6804,00 *kg*
Wartość cieplna użytkowa	8122 *kCal*

Jeżeli wytworzona para zostaje zużyta w turbinie wysokiej wartości z dobrą próżnią, to na wytworzenie 1 *KWh* energji przypadać będzie mniej niż 2520 *kCal.*

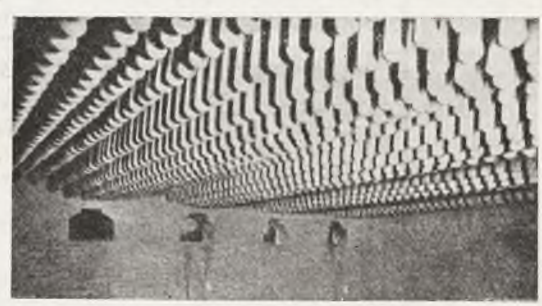
We współczesnych turbinach o wysokim ciśnieniu stosunek ten wynosi 3150 *kCal.* Jak widzimy z podanych wyżej cyfr w kombinowanej



Rys. 4

turbinie rtęciowej otrzymujemy około 25% więcej energji z jednostki paliwa w porównaniu z instalacją parową. P. Emmet twierdzi, że wyniki te nie są zadawalniające i zamierza osiągnąć znacznie lepsze. Para produkowana w instalacji posiada znacznie niższe ciśnienie od zaprojektowanego. Niewielkie zmiany urządzeń mogły by znacznie polepszyć wyniki. Ostatnie badania dowiodły, że para rtęciowa o znacznie wyższem ciśnieniu może być użyta bez żadnych trudności, a zatem znacznie większa ilość ciepła paliwa może być zużyta na wytwarzanie pary rtęci. Rozwinięce tych możliwości wraz z lepszem wyzyskaniem wytworzonej pary dałoby dla procesu Mr. Emmeta stosunek 2142 *kCal* na 1 *KWh.* Tę niską cyfrę otrzymalibyśmy, gdybyśmy całe ciepło rtęciowej turbiny zużyli w kondensatorze na wytwarzanie pary. W opisywanej instalacji znaczna część ciepła odchodzących gazów jest zużywana w ekonomizerze wodnym.

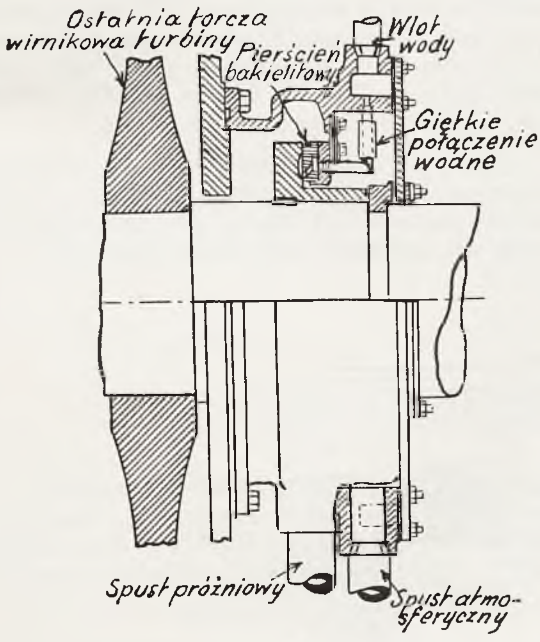
Podłużny przekrój turbiny 10.000 *KW* w Hartford podaje się rys. 4. W porównaniu z zajmowaną powierzchnią instalacja jest stosunkowo wysoka. Dzięki temu skraplająca się w kondensatorze rtęć własnym ciężarem spływa do kotła i pompy zasilające są zbędne. Kocioł rtęciowy—B składa się z siedmiu sekcyj połączonych równolegle. Powierzchnia ogrzewalna składa się z powierzchni rurek, których każda sekcja posiada osiem rzędów po 54 rurki w każdym. Rurki te są zaopatrzone w wewnętrzne koncentryczne rurki, które służą do oddzielenia drogi pary rtęciowej od spływającej z kondensatorów rtęci płynnej co przy rtęci jest szczególnie ważne wobec dużej gęstości płynu. Wyparowywanie odbywa się w wąskiej przestrzeni między zewnętrzną rurką i wewnętrzną, dzięki czemu powstaje ożywiona cyrkulacja. Dolny koniec rurki jest zawsze wypełniony rtęcią na kilka cali. Doskonała wymiana ciepła jest wynikiem tej konstrukcji, która odsuwa zarazem niebezpieczeństwo przegrzania rurek. Wszystkie połączenia rurek i bębnów są spawane. Wygląd paleniska przedstawiony jest na rys. 5.



Rys. 5

Jak widzimy z rys. 4 niewielka zaledwie część komory paleniskowej zużyta jest dla odparowywania rtęci. W projektowanych instalacjach p. Emmet zamierza zgodnie z współczesną praktyką zamienić ściany paleniska elementami odparowywującemi. W ten sposób powierzchnia ogrzewalna kotła znacznie się powiększy bez dużych kosztów i bez zwiększania objętości. Obliczenia stwierdzają, że taka stacja będzie mniej kosztowna od nowoczesnej instalacji parowej. W instalacji w Hartford nie zastosowano na razie wszystkich możliwych udoskonaleń. Kocioł posiada

przegrzewacz pary wodnej — *C*, podgrzewacz rtęci — *D*, ekonomizer wodny — *E* i podgrzewacz powietrza — *F*. Turbina rtęciowa — *G*, jest umieszczona bezpośrednio na kotle.



Rys. 6

Normalna liczba obrotów turbiny wynosi około 720 na minutę, szybkość wylotowa pary rtęciowej odpowiada mniejwięcej $^1/_3$ szybkości pary wodnej przy tym samym spadku ciśnienia. Największa prędkość obwodowa łopatek powstaje w ostatnim rzędzie i odpowiada około 103 *m/s* lecz temperatura pary jest tam już stosunkowo niska. Turbina jest zmontowana na przedłużeniu wału generatora. Taka konstrukcja pozwala uniknąć uszczelniających dławnic na wysoko-ciśnieniowym końcu wału turbiny. Ciśnienie wylotowe jest znacznie niższe od atmosferycznego i wydobywanie się pary rtęci na zewnątrz nie grozi. Urządzenie dławnicy podaje rys. 6. Składa się ono z pierścienia bakelitowego, który jest dociskany do specjalnego kołnierza, umocowanego na wale. Pierścień jest uszczelniany i jednocześnie smarowany wodą doprowadzaną przez elastyczne połączenie. Ta konstrukcja zapewnia idealną próżnię w stanie spoczynku i w ruchu, i może być ustawiona, w taki sposób, że ani woda ani para nie przenikną do rtęciowej części turbiny.

Wszystkie zawory oraz wszystkie części turbiny, znajdujące się pod ciśnieniem pary rtęci otoczone są koszulkami szczelnemi w stosunku do zewnętrznego powietrza. Wewnątrz koszulek panuje stała próżnia wskutek połączenia z kominem. Jezeli para rtęci przedostałaby się do jednej z tych części, to para ta zostałaby wyrzuconą z odchodzącami gazami do komina. Oprócz tego zastosowano urządzenie, które natychmiast sygnalizuje najmniejszą ilość rtęci zawartą w gazach odchodzących. Wstążka ze specjalnie spreparowanego papieru przechodzi przez te gazy i w razie znajdowania się w nich rtęci papier natychmiast ciemnieje.

Instalacja w Hartford wykazała wyjątkowo mały rozchód paliwa. Tabela II zawiera odnośne zestawienie za dwa miesiące ub. roku.

TABELA II.

Zestawienie dla rtęciowej turbiny 10.000 *kW*, Hartford Electric Light Co.

	Wrzesień	Październik
Węgla spalono *kg*	4.452.723	4.595.532,75
Wody odparowano *kg*	36.812.250	39.253.500
Wydajność rtęciowej turbiny *kWh*	6.079.000	6.296.000
Równoczesna wydajność parowej turbiny *kWh*	8.180.000	8.723.000
Zużyto na stacji (obsługa stacji) *kWh*	272.180	271.610
Ogólna wydajność netto *kWh*	13.987.320	14.747.390
Ilość spalonego węgla na 1 *kWh/kg*	0,32	0,31
Ilość godzin pracy	660	686
Spółczynnik obciążenia	84,7	86,4

P. Emmet ma zamiar zastosować instalację rtęciową do uruchamiania statków i przypuszcza, że rozchód paliwa nie będzie większy niż 50% normalnego, a przestrzeń zajmowana przez instalację, będzie znacznie mniejsza.

A. G.

KRONIKA TECHNICZNA

Lokomotywa z obiegiem Löffler'a.

W czerwcu 1930 r., w czasie drugiej Międzynarodowej Konferencji Energetycznej była demonstrowana na wystawie kolejowej lokomotywa f. Schwartzkopffzbudowana na zasadzie obiegu Löfflera. Po raz pierwszy w dziedzinie kolejnictwa zastosowano ciśnienie 120 *atn* i przegrzanie 480° C.

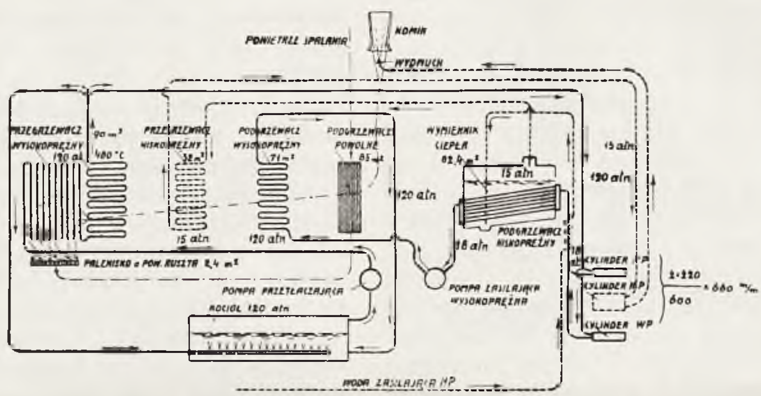
Załączony rys. 1 podaje schemat instalacji z charakterystycznemi danemi.

Na schemacie widoczne są dwa obiegi, z których pierwszy odbywa się w granicach 120 do 18 *atn* i rozpada się na dwa obiegi, jak to jest zasadą obiegu Löfflera, a mianowicie część pary, po przejściu przez przegrzewacz (480° C.) wraca do kotła, leżącego poza obrębem paleniska i wytwarza parę, pozostała zaś część wykonywuje pracę w cylindrach wysokoprężnych. Para ta po wykonaniu pracy, (18 *atn*) idzie do podgrzewacza wody niskiego ciśnienia, do kotła—wymiennika ciepła, gdzie, oddając ciepło i skraplając się, odparowuje parę 15 *atn* i wraca przez podgrzewacz wysokiego ciśnienia do kotła.

Para 15 *atn*, wytworzona w kotle wymienniku wykonywuje pracę w cylindrze niskiego ciśnienia i uchodzi do komina. Ponadto ciepło gazów wyzyskane jest do podgrzewania powietrza doprowadzanego pod ruszt.

Stworzenie tych dwóch oddzielnych obiegów jest korzystne, gdyż w obiegu zasadniczym cyrkuluje stale ta sama woda, a więc woda czysta; zanieczyszczenia zawarte w wodzie czystej pozostają tylko w wymienniku ciepła. Następnie i praca pomp niskoprężnych jest mniejsza niż w wypadku gdyby para obiegu pierwszego rozprężała się dalej w cylindrze niskoprężnym, czyli gdyby obieg drugi nie istniał.

Ponieważ obieg Löffler'a polega na użyciu ciepła przegrzania dla celów wytwarzania pary, stąd nasunęła się możliwość uniknięcia kosztownej skrzyni paleniskowej, zespórek, usztywnień, płomieniówek, co ma bardzo poważne znaczenie dla remontów; zwiększyła się kwestja pewności i bezpieczeństwa ruchu, co było punktem wyjścia obiegu Löffler'a.



Rys. 1

I głównie z tego punktu widzenia należy patrzeć na zastosowanie obiegu Löffler'a w budowie parowozów; słyszane często zdanie, że obieg ten zastosowany w parowozie dał 45% oszczędności, należy rozumieć w ten sposób, *że zastosowanie ciśnienia 120 atn i temperatury 480 °C. w porównaniu z parowozem z ciśnieniem dotychczas stosowanym, dało oszczędność 45%*.

Inż. *T. Wróblewski.*
